

DOSSIER

TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR

l'expertise technique et scientifique de référence

be9736

Machines thermofrigorifiques Calcul d'un système à absorption

Par :

Maxime DUMINIL

Ancien Professeur à l'Institut Français du Froid Industriel et du Génie Climatique au CNAM, Ancien Professeur à l'École Centrale de Paris, Vice-Président de l'Association Française du Froid (AFF)

Ce dossier fait partie de la base documentaire
Production de froid : machines frigorifiques et réfrigérants
dans le thème **Pack & Génie énergétique &**
et dans l'univers **Énergies**

Document délivré le **02/12/2012**
Pour le compte
7200092269 - cerist // 193.194.76.5

Pour toute question :
Service Relation Clientèle • Éditions Techniques de l'Ingénieur • 249, rue de Crimée
75019 Paris – France

par mail : infos.clients@teching.com ou au téléphone : 00 33 (0)1 53 35 20 20

Machines thermofrigorifiques

Calcul d'un système à absorption

par **Maxime DUMINIL**

Ancien Professeur à l'Institut Français du Froid Industriel et du Génie Climatique au CNAM
Ancien Professeur à l'École Centrale de Paris
Vice-Président de l'Association Française du Froid (AFF)

1. Étude théorique	BE 9 736 - 2
1.1 Calculs thermodynamiques	— 2
1.2 Étude d'une colonne de rectification. Application de la méthode de Ponchon et Savarit	— 6
1.3 Calculs thermodynamiques complémentaires	— 8
2. Exemple de calcul numérique pour le couple ammoniac-eau	— 10
2.1 Données.....	— 10
2.2 Recherche des grandeurs thermodynamiques et tracé des cycles	— 10
2.3 Calculs	— 11
Références bibliographiques	— 15

Cet article vient en annexe des articles [B 9 734] et [BE 9 735] sur la théorie des systèmes thermofrigorifiques.

Le système thermofrigorifique étudié ici est un système à absorption continue utilisant le **couple ammoniac-eau**.

Il est destiné à refroidir un flux de liquide frigoporteur pour le refroidissement indirect d'enceintes dont la température intérieure est voisine de 0 °C.

Nous allons d'abord présenter l'étude théorique d'un tel système puis nous en donnerons une application numérique.

Nous utilisons comme unité de pression le bar absolu. Rappelons que :

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

1. Étude théorique

1.1 Calculs thermodynamiques

Pour effectuer les calculs nécessaires, il faut disposer de données.

1 – Données imposées par la nature du problème frigorifique à résoudre : raison d'être, type de machine, implantation, etc. ; elles sont incontournables et l'ingénieur n'a aucun choix possible. Ces données sont :

- la **puissance frigorifique à produire** qui peut être fournie directement, Φ_F , ou être déduite d'un bilan frigorifique effectué comme il a déjà été expliqué dans l'article de cette collection concernant la théorie des machines frigorifiques à compression [B 9 731, § 2.4.1.1.4] ;

- la **température du milieu à refroidir** :

- température de l'enceinte froide (chambre, compartiment d'un meuble frigorifique, etc.),
- température de sortie d'un fluide frigopporteur refroidi par le système frigorifique ;
- la **température d'entrée du fluide de refroidissement** dans les composants du système auxquels il faut extraire de la chaleur :

- température du fluide de refroidissement du condenseur,
- température du fluide de refroidissement de l'absorbeur.

Bien que cela ne soit pas obligatoire, ce sont souvent les mêmes températures, le fluide de refroidissement étant l'eau ou plus rarement l'air (ce choix dépendant, on s'en doute, de la puissance thermique à extraire). Ces températures dépendent du lieu d'implantation de la machine.

Notons que la **température de la source de chaleur** nécessaire au chauffage du bouilleur peut être, selon les cas, une donnée :

- *imposée*, si la chaleur est récupérée d'une source où la température est connue (source de récupération de chaleur issue d'un processus industriel donné...) ou limitée (énergie thermique issue d'un capteur solaire, la température disponible étant très variable selon le type de capteur...);
- *à se fixer*, si l'énergie thermique est non récupérée mais produite pour les besoins du système. Une optimisation peut alors être nécessaire.

2 – Données que l'on doit se fixer ou estimer, le choix restant possible puisque ces paramètres ne sont pas fondamentalement imposés. Ces données sont :

- la **nature du couple frigorigène-absorbant** ; en fait ce choix est, dans la pratique, extrêmement limité, comme nous l'avons vu en [BE 9 735, § 2.2] et, par ailleurs, selon la nature du problème il se trouve, en fait, quasiment imposé : pour le froid climatique, c'est pratiquement le système eau-bromure de lithium qui est choisi tandis que la production de froid pour atteindre des températures inférieures à 0 °C requiert l'emploi du couple ammoniac-eau ;

- le **titre en frigorigène de la vapeur issue du générateur** lorsque la rectification s'impose ;

- les « **pincements** » ou écarts minimaux de température entre les fluides qui échangent de la chaleur dans les divers échangeurs thermiques de la machine. Le choix de ces « pincements » peut faire l'objet d'études d'optimisation ;

- les **températures des points caractéristiques** :

- du circuit de frigorigène,
- du circuit des solutions.

Exemple : pour fixer les idées, considérons un système frigorifique simple à absorption continue du type de celui de [BE 9 735, figure 2] représenté schématiquement par la figure 1 et destiné au refroidissement d'un débit de liquide frigopporteur. Celui-ci circule dans l'évaporateur EV où il se refroidit de $\theta_{e,FP}$ à $\theta_{s,FP}$. Le condenseur CD du système est refroidi par une circulation d'eau qui s'échauffe de $\theta_{e,CD}$ à $\theta_{s,CD}$. De même, l'absorbeur AB est également refroidi par de l'eau dont la température varie de $\theta_{e,AB}$ à $\theta_{s,AB}$. Pour être complet, on suppose aussi qu'il s'agit d'un système ammoniac-eau, lequel impose une rectification.

Le générateur de vapeur d'ammoniac, dont le titre en ammoniac est $x_{FR} \approx 1$ (à quelques millièmes près), comprend donc le bouilleur BO, la colonne de rectification CR et le déphlegmateur DE. On peut ainsi appliquer au frigorigène qui circule dans le circuit frigorifique CF les grandeurs thermodynamiques de l'ammoniac pur.

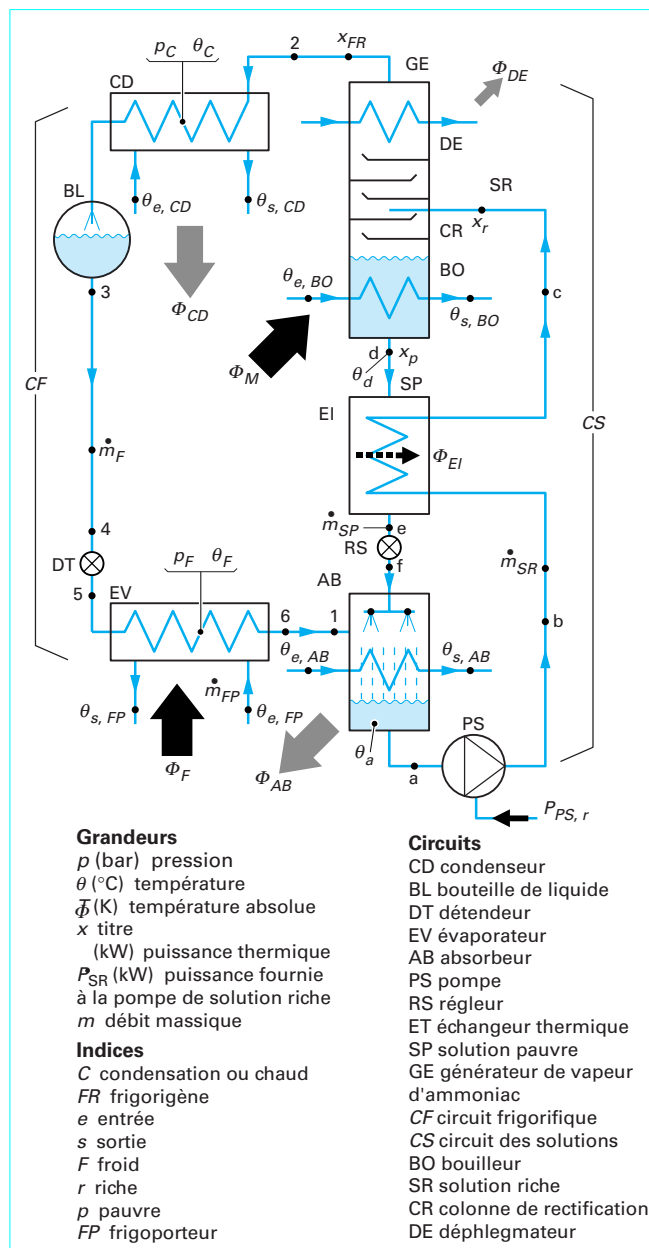


Figure 1 – Schéma d'un système frigorifique simple à absorption continue

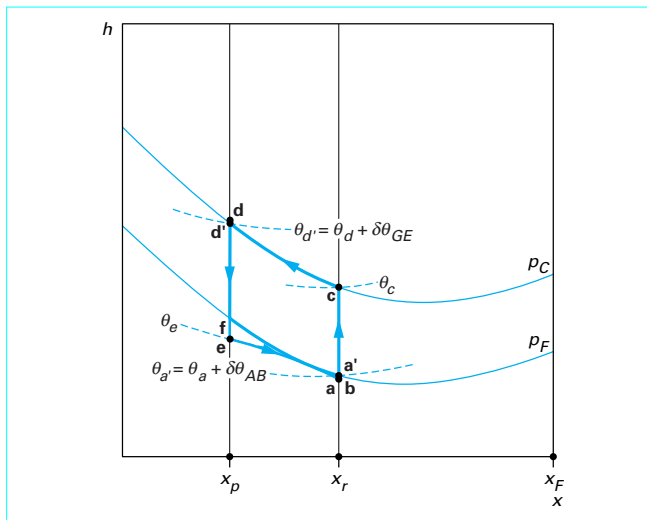


Figure 3 – Cycle des solutions dans le diagramme enthalpie-concentration

— détermination du titre x_p de la solution pauvre, après évaluation de la température θ_d et estimation de l'imperfection du générateur (bouilleur) ;

— établissement du tableau des grandeurs thermodynamiques du frigorigène (ammoniac) pour les différents points de son cycle : pression, température, enthalpie massique, volume massique. Les pressions et températures ayant été estimées comme indiqué ci-avant, ce tableau s'établit sans difficulté ;

— début du tracé du cycle des solutions dans le diagramme enthalpie-concentration $h-x$:

- on trace l'isotritique x_r en portant sur celle-ci (figure 3) le point a, défini par sa pression et sa température, et le point c, défini de la même manière,
- il n'est pas encore possible de placer le point b, l'énergie requise par la pompe n'étant pas encore déterminée, ce qui ne permet pas de connaître l'échauffement (faible) de la solution,
- on trace l'isotritique x_p en portant sur celle-ci le point d,
- il n'est pas encore possible de placer les points e et f. Il faut, pour cela, attendre d'avoir fait le bilan énergétique de l'échangeur des solutions EI ;
- établissement du tableau des grandeurs thermodynamiques des solutions pour les divers points de leur cycle : titre, température, enthalpie massique. Ce tableau ne peut être encore qu'imparfaitement rempli puisque des données manquent encore ;
- exécution des calculs thermodynamiques concernant les divers composants. On tire de ces calculs les grandeurs thermodynamiques encore inconnues, ce qui permet de compléter les tableaux et le cycle des solutions ;
- exécution de l'épure de la rectification et détermination finale des puissances thermiques Φ_M et Φ_{DE} faites après l'étude de la colonne de rectification (§ 1.2) ;
- détermination du coefficient de performance du système et comparaison avec celui du système tritherme idéal ;
- détermination des diverses conduites du système ;
- détermination des débits des fluides de refroidissement ;
- détermination du débit de fluide de chauffage du bouilleur.

1.1.3 Relations thermodynamiques

L'application du premier principe de la thermodynamique à un « système ouvert » (or tous les composants du circuit frigorifique : évaporateur, condenseur, absorbeur, pompe etc., pris individuelle-

ment, sont des « systèmes ouverts » avec entrée et sortie de fluides), donne, par unité de masse de fluide en circulation :

$$w + q = (h_s - h_e) + |\Delta E_{pl}|_e^s + |\Delta E_{cl}|_e^s + \dots \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2)$$

avec	w	travail mécanique échangé entre le système et l'extérieur,
	q	énergie thermique échangée entre le système et l'extérieur,
	h	enthalpie massique (e, pour l'entrée et s, pour la sortie du système),
	$ \Delta E_{pl} _e^s$	variation d'énergie potentielle gravifique du fluide entre e et s (énergie extérieure),
	$ \Delta E_{cl} _e^s$	variation d'énergie cinétique du fluide entre e et s (énergie extérieure).

Nota : on se limitera à ces deux formes d'énergie extérieure ; mais il pourrait y en avoir d'autres.

Comme c'est habituel dans nos types de systèmes frigorifiques, on peut, tout à fait, négliger les énergies potentielle gravifique et cinétique. La relation (2) se simplifiant alors :

$$w + q = (h_s - h_e) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3)$$

On applique cette relation aux divers composants du système.

■ Débit massique de frigorigène \dot{m}_F en circulation

Dans l'évaporateur EV, comme $w = 0$ (échangeur statique), on a, la détente du frigorigène dans DT étant isenthalpique :

$$\Phi_F = \dot{m}_F(h_6 - h_5) = \dot{m}_F(h_6 - h_4) \quad (\text{kW}) \quad (4)$$

$$\text{d'où : } \dot{m}_F = \frac{\Phi_F}{(h_6 - h_4)} \quad (\text{kg/s}) \quad (5)$$

■ Puissance thermique Φ_{CD} échangée au condenseur

Le même débit \dot{m}_F traverse, en régime permanent, le condenseur CD. D'après (3), la puissance thermique échangée dans cet organe est alors :

$$\Phi_C = \dot{m}_F(h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (6)$$

■ Débits volumiques de frigorigène

Débit volumique de frigorigène vapeur $\dot{V}_{FV,1}$ entrant, en 1, dans l'absorbeur :

$$\dot{V}_{FV,1} = \dot{m}_F v_{FV,1} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (7)$$

avec $v_{FV,1}$ volume massique de la vapeur de frigorigène en 1.

Débit volumique de frigorigène vapeur $\dot{V}_{FV,2}$ sortant, en 2, du générateur :

$$\dot{V}_{FV,2} = \dot{m}_F v_{FV,2} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (8)$$

avec $v_{FV,2}$ volume massique de la vapeur de frigorigène en 2.

Débit volumique de liquide frigorigène $\dot{V}_{FL,4}$ entrant, en 4, dans le détenteur DT :

$$\dot{V}_{FL,4} = \dot{m}_F v_{FL,4} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (9)$$

avec $v_{FL,4}$ volume massique du liquide frigorigène en 4.

■ Taux de circulation et débits des solutions

— taux de circulation de la solution riche : en reprenant les bilans exposés en [BE 9 735, § 2.5], mais en tenant compte du fait que la vapeur de frigorigène qui circule dans CF n'est pas pure mais a un titre $x_{FR} < 1$ (tout en étant cependant très voisin de 1), on a :

$$\tau_{c,r} = \frac{x_{FR} - x_p}{x_r - x_p} \quad \text{kg/s de solution riche par kg/s de frigorigène} \quad (10)$$

— débit massique \dot{m}_{SR} de solution riche :

$$\dot{m}_{SR} = \tau_{c,r} \dot{m}_F \quad (\text{kg/s de solution riche}) \quad (11)$$

— débit volumique $\dot{V}_{SR,a}$ de solution riche sortant de l'absorbeur en a :

$$\dot{V}_{SR,a} = \dot{m}_{SR} v_{SR,a} \quad (\text{m}^3/\text{s de solution riche}) \quad (12)$$

Il faut donc disposer de données concernant les volumes massiques (ou les masses volumiques) des solutions frigorigène-absorbant, pour diverses concentrations en frigorigène et dans le domaine des températures rencontrées.

— taux de circulation de la solution pauvre : d'après [BE 9 735, relation (8)], on a :

$$\tau_{c,p} = \frac{x_{FR} - x_r}{x_r - x_p} \quad (\text{kg/s de solution pauvre par kg/s de frigorigène}) \quad (13)$$

— débit massique \dot{m}_{SP} de solution pauvre :

$$\dot{m}_{SP} = \tau_{c,p} \dot{m}_F \quad (\text{kg/s de solution pauvre}) \quad (14)$$

— débit volumique $\dot{V}_{SP,d}$ de solution pauvre sortant du bouilleur en d :

$$\dot{V}_{SP,d} = \dot{m}_{SP} v_{SP,d} \quad (\text{m}^3/\text{s de solution pauvre}) \quad (15)$$

■ Puissance de la pompe PS de solution riche

Cette pompe déplace le débit volumique de solution riche, $\dot{V}_{SR,a}$, de l'absorbeur, où règne la pression p_F , vers le générateur où la pression est p_C . Si son fonctionnement était idéal, la puissance mécanique qu'elle consommerait serait :

$$P_{PS,i} = \dot{V}_{SR,a} (p_C - p_F) \quad (\text{W}) \quad (16)$$

Mais on doit tenir compte de l'imperfection du groupe moto-pompe en admettant, pour celui-ci, un rendement énergétique raisonnable η_{MP} . On a alors la puissance réelle du moteur de cette pompe :

$$P_{PS,r} = \frac{\dot{V}_{SR,a} (p_C - p_F)}{\eta_{MP}} \quad (\text{W}) \quad (17)$$

■ Détermination de l'enthalpie h_b et de la température θ_b de la solution riche à la sortie de la pompe

En admettant que les échanges thermiques entre la pompe et l'environnement soient négligeables, alors la variation d'enthalpie est, d'après (3) :

$$(h_b - h_a) = w = \frac{P_{PS,r}}{\dot{m}_{SR}} \quad (\text{kJ/kg de solution riche}) \quad (18)$$

variation d'enthalpie massique généralement très faible.

Dans la relation (18), on a utilisé la puissance réelle, ce qui sous-entend que les pertes de la motopompe sont intégralement absorbées par le fluide qui circule. Ce n'est pas absolument exact. En effet, les pertes du moteur électrique se retrouvent dans l'air et non dans la solution en circulation. La valeur trouvée en (18) est donc une valeur par excès. L'erreur que l'on commet ainsi est minime.

Sur le tracé du cycle des solutions, les points a et b sont pratiquement confondus. La température θ_b est très peu différente de θ_a car :

$$(\theta_b - \theta_a) = \frac{h_b - h_a}{c_{SR}} \quad (\text{K}) \quad (19)$$

où c_{SR} est la capacité calorifique massique de la solution riche à la sortie de l'absorbeur. Comme Δh est faible, la variation de température $\Delta \theta$ est des plus réduites.

■ Puissance thermique échangée dans l'échangeur thermique EI intersolutions

Toujours d'après la relation (3), en admettant que l'échangeur EI soit parfaitement isolé thermiquement de l'extérieur :

$$\Phi_{EI} = \dot{m}_{SR} (h_c - h_b) \quad (\text{kW}) \quad (20)$$

■ Refroidissement de la solution pauvre dans l'échangeur EI intersolutions

Si l'on considère comme nuls les échanges thermiques de cet échangeur EI avec l'extérieur (en réalité ces échanges sont faibles car EI est isolé thermiquement) on a, en appliquant la relation (3) :

$$\Phi_{EI} = \dot{m}_{SP} (h_d - h_e) \quad (21)$$

$$\text{d'où :} \quad h_e = h_d - \frac{\Phi_{EI}}{\dot{m}_{SP}} \quad (\text{kJ/kg de solution pauvre}) \quad (22)$$

On en déduit la température θ_e du point e et la faisabilité de l'échangeur EI, faisabilité qui est assurée si θ_e est suffisamment différente de θ_b . On peut maintenant poursuivre le tracé du cycle des solutions (figure 3) jusqu'en ce point, évidemment situé sur l'isotrique x_p .

■ Détermination de l'enthalpie h_f à la sortie du régulateur RS

Appliquons la relation (3) au régulateur de solution pauvre RS. Pour ce composant $w = 0$ (c'est un robinet, parfaitement statique) et $q = 0$ (il n'y a pas d'échange thermique, la surface d'échange thermique offerte étant négligeable). De ce fait, $(h_f - h_e) = 0$, la détente de la solution est isenthalpique et $h_f = h_e$. Sur le cycle de la figure 3, les points e et f sont confondus.

■ Bilan énergétique de l'absorbeur. Calcul de Φ_{AB}

$$+\dot{m}_F h_1 - \Phi_{AB} - \dot{m}_{SR} h_a + \dot{m}_{SP} h_f = 0 \quad (23)$$

On peut donc déduire, de ce bilan, la puissance thermique à extraire de l'absorbeur :

$$\Phi_{AB} = \dot{m}_F h_1 + \dot{m}_{SP} h_f - \dot{m}_{SR} h_a \quad (\text{kW}) \quad (24)$$

■ Bilan énergétique du générateur. Calcul de l'ensemble $(\Phi_M - \Phi_{DE})$

$$-\dot{m}_F h_2 + \Phi_M - \Phi_{DE} - \dot{m}_{SP} h_d + \dot{m}_{SR} h_c = 0 \quad (25)$$

On peut donc déduire, de ce bilan, la puissance thermique globale à fournir au générateur. Celle-ci est la somme algébrique de la puissance thermique à apporter au bouilleur, Φ_M , et de la puissance thermique à extraire (donc négative) au déphlegmateur, Φ_{DE} :

$$(\Phi_M - \Phi_{DE}) = \dot{m}_F h_2 + \dot{m}_{SP} h_d - \dot{m}_{SR} h_c \quad (\text{kW}) \quad (26)$$

■ Vérification du premier principe de la thermodynamique appliqué à l'ensemble du système

L'ensemble des calculs des diverses puissances mises en jeu dans les composants du système à absorption considéré est désormais terminé. On doit maintenant s'assurer que le premier principe de la thermodynamique appliqué à cet ensemble, pris comme étant un système fermé, est bien vérifié. Il faut, pour cela, que les puissances

reçues de l'extérieur par l'ensemble du système et les puissances qu'il cède à l'extérieur soient égales :

$$\Phi_F + (\Phi_M - \Phi_{DE}) + P_{PS,r} = \Phi_{CD} + \Phi_{AB} \quad (27)$$

Nous ne pouvons pas aller plus loin, maintenant dans nos calculs. En effet, ayant affaire à un système ammoniac-eau, l'emploi d'une **colonne de rectification** s'impose afin d'épurer la vapeur ammoniacale de l'eau qu'elle renferme. C'est de l'étude de cette colonne que l'on tirera les valeurs thermodynamiques qui nous manquent encore :

- la puissance thermique motrice Φ_M à fournir au bouilleur BO ;
- la puissance thermique Φ_{DE} à extraire au déphlegmateur DE ;
- le coefficient de performance frigorifique COP_F et le rendement de cycle η_c ;
- les débits de fluides chauffant et refroidissant ainsi que les conduites nécessaires.

Nous appuyant sur ce qui a été exposé dans [B 9 735, § 2.3 et 2.7] nous appliquerons la méthode graphique (mais rigoureuse) de Ponchon et Savarit à l'étude de la colonne de rectification.

1.2 Étude d'une colonne de rectification. Application de la méthode de Ponchon et Savarit

Dans ce qui suit, nous supposons qu'au niveau de chaque plateau de la colonne la vapeur qui le quitte est en équilibre thermodynamique (température et concentration en frigorigène) avec le liquide qui en sort (rendement d'échange de chaleur et de matière égaux à l'unité, ce qui n'est qu'une approche, bien sûr).

■ Données nécessaires

On se fixe, ou la nature du problème à résoudre fixe :

- la **pression p** qui règne dans la colonne. C'est la pression de condensation ou du moins une pression un peu supérieure du fait des pertes de charge. Elle permet de sélectionner, dans le diagramme enthalpie-concentration h - x , la courbe « de bulle », B, la courbe « de rosée », R et la courbe auxiliaire CA correspondante (figure 4) ;

- le **titre x_{FR} en frigorigène de la vapeur V_{FR} sortant de la colonne**. Il fait l'objet d'un choix arbitraire ou d'une optimisation ;
- le **titre x_r en frigorigène de la solution riche liquide qui entre dans la colonne**. Ce titre dépend, comme nous l'avons vu plus haut :

- de la pression d'évaporation p_F ,
- de la température de l'absorbeur,
- des imperfections de l'absorption ;

- le **titre x_p en frigorigène de la solution pauvre liquide qui sort du bouilleur**. Ce titre dépend :

- de la pression dans la colonne,
- de la température du bouilleur,
- des imperfections de celui-ci.

■ Mode opératoire

Dans le diagramme enthalpie-concentration (figure 4), on trace les isotitriques :

- x_{FR} , ce qui donne le point V_{FR} sur la courbe « de rosée » R, l'état thermodynamique du liquide de reflux L_{Re} en équilibre avec cette vapeur souhaitée et la température $\theta_{\ell, Re}$ de ce liquide (mais $\theta_{\ell, Re}$ peut être une donnée liée au refroidissement du déphlegmateur. x_{FR} peut alors en dépendre) ;
- x_r , ce qui donne le point L_{SR} sur la courbe « de bulle » B si l'on admet que ce liquide est saturant. On détermine la température d'équilibre $\theta_{\ell, SR}$ de ce liquide sous la pression de la colonne ;

— x_p , ce qui donne le point L_{SP} sur la courbe « de bulle ». Par la construction classique utilisant la courbe auxiliaire CA, on détermine l'isotherme $\theta_{\ell, SP}$ (température du bouilleur) et l'état thermodynamique V_1 de la vapeur quittant le bouilleur pour entrer dans la colonne de rectification, vapeur supposée en équilibre avec le liquide sortant L_{SP} .

En prolongeant l'isotherme $\theta_{\ell, SR}$ au-delà de la courbe « de rosée », jusqu'à ce qu'elle rencontre l'isotitrique x_{FR} (droite tracée en pointillé), on obtient le point P_{lim} , position limite inférieure du pôle de purification. De même, en prolongeant cette isotherme dans l'autre sens, au-delà de la courbe « de bulle », jusqu'à son intersection avec l'isotitrique x_p , on obtient le point P'_{lim} , position limite supérieure du pôle d'épuisement. La droite principale de rectification PP' doit avoir une pente supérieure à celle de la droite $P_{lim}P'_{lim}$. Elle doit également passer par le point caractéristique L_{SR} correspondant à la solution riche entrante. Au point P_{lim} correspond, selon le diagramme de la figure 4, l'extraction de chaleur minimale égale à $Q_{DE, lim}$ (kJ/kg) de frigorigène. Pour que la pente de la droite PP' des pôles ait une pente supérieure à celle de l'isotherme $\theta_{\ell, SR}$ il faut extraire du déphlegmateur une quantité de chaleur par unité de masse de frigorigène $Q_{DE} > Q_{DE, lim}$. On pose donc $Q_{DE} = kQ_{DE, lim}$ avec $k > 1$. Le facteur k est un paramètre d'optimisation. On obtient ainsi le point P et on peut tracer la droite des pôles PP' qui passe par le point L_{SR} correspondant à la solution riche entrant dans le générateur (c'est le point c de la figure 1).

Le point L_{SP} , correspondant à la solution pauvre quittant le bouilleur (c'est le point d de la figure 1), étant connu, la quantité de chaleur Q_M à fournir au bouilleur par unité de masse de solution pauvre sortante, est représentée par le segment $P'L_{SP}$.

Conformément à la théorie exposée ci-avant [B 9 735], en commençant, par exemple, le tracé à partir du plateau inférieur de la colonne, on joint par une droite P' et V_1 . L'intersection de $P'V_1$ et de la « courbe de bulle » donne le point L_1 représentatif de l'état du liquide quittant le 1^{er} plateau. La radiale $P'L_1V_1$ correspond au plateau ① de la colonne d'épuisement. Si, comme on l'a supposé, la vapeur V_2 quitte ce 1^{er} plateau en équilibre thermodynamique avec le liquide L_1 qui en sort, il suffit, pour obtenir V_2 de tracer, à partir de L_1 , l'isotherme θ_1 par la construction que nous connaissons ; l'intersection de cette isotherme et de la « courbe de rosée » donne le point V_2 . Si le point V_2 est à gauche de la droite PP' , comme c'est le cas sur la figure 4 on trace la droite $P'V_2$, ce qui donne, sur la courbe B, le point L_2 correspondant au liquide en provenance du 2^e plateau. La radiale $P'L_2V_2$ correspond au plateau ②. La construction, à partir de L_2 de la nouvelle isotherme θ_2 nous conduit au point V_3 qui est maintenant à droite de la droite PP' des pôles. Il nous faut donc utiliser à présent, pour continuer le tracé, le pôle de purification P . À cela près, le tracé se déroule de la même façon :

- on joint P et V_3 , ce qui donne la radiale PV_3L_3 et le point L_3 ; cette radiale correspond au plateau ③. On construit alors l'isotherme θ_3 ce qui donne le point V_4 ;

- on joint P et V_4 , ce qui donne la radiale PV_4L_4 et le point L_4 ; cette radiale correspond au plateau ④. On construit maintenant l'isotherme θ_4 , ce qui donne le point V_5 ;

- on joint P et V_5 , ce qui donne la radiale PV_5L_5 et le point L_5 ; cette radiale correspond au plateau ⑤. On construit l'isotherme θ_5 , ce qui donne le point V_6 qui correspond à la phase gazeuse entrant dans le déphlegmateur.

L'ultime radiale PV_6 donne le point L'_{Re} qui correspond au liquide de reflux sortant du déphlegmateur DE. La phase gazeuse V_6 quittant ce déphlegmateur, et supposée en équilibre avec L'_{Re} , est un peu plus riche en frigorigène que la donnée de base $x_{FS} > x_{FR}$.

La colonne comprend donc, entre le bouilleur BO et le déphlegmateur DE, 5 plateaux théoriques (parfaits), 2 dans la partie épuisement et 3 dans la partie purification. Si l'on tenait compte de leur

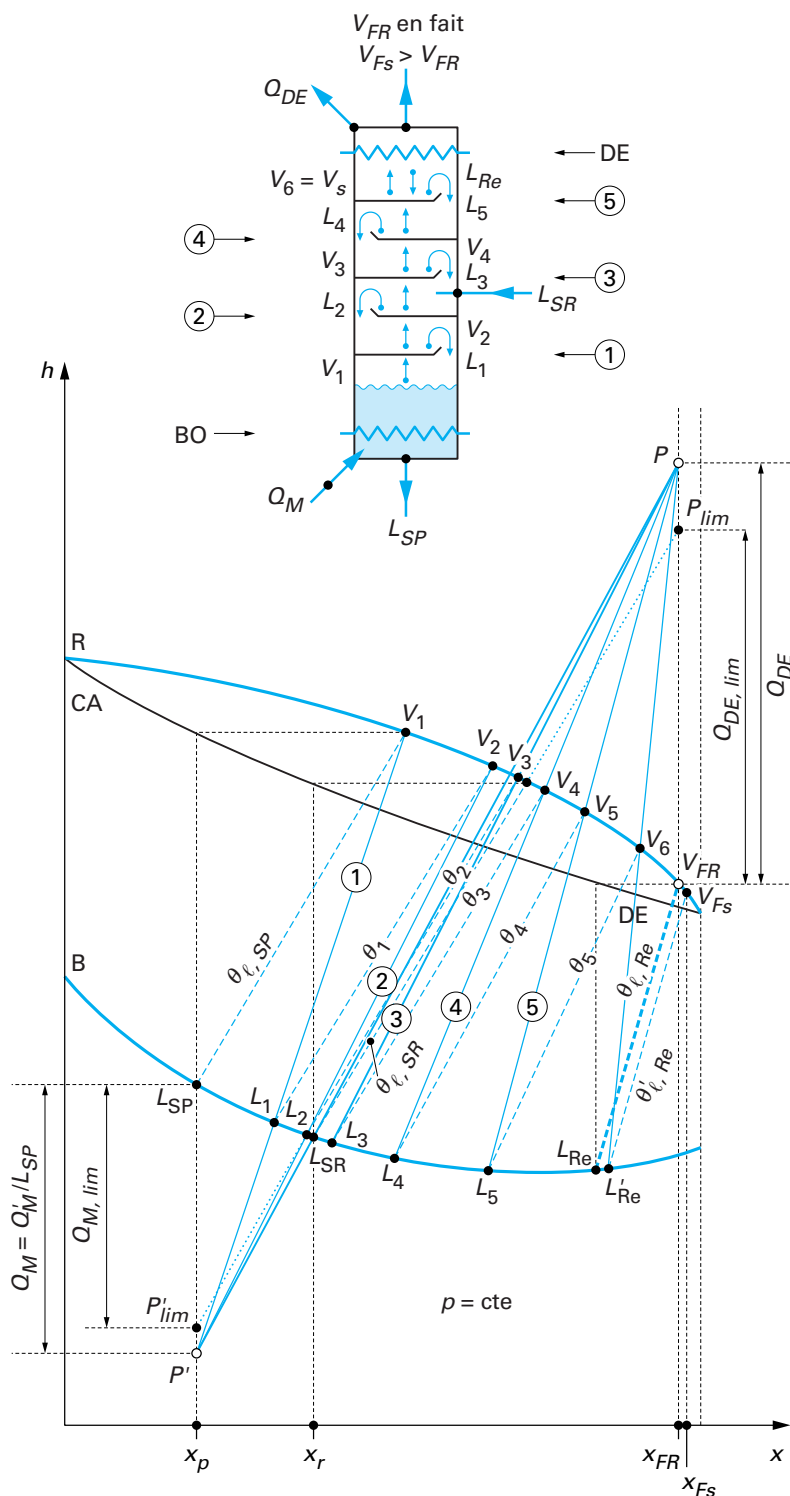


Figure 4 – Application de la méthode de Ponchon-Savarit dans le diagramme enthalpie-concentration

imperfection par des rendements de plateau, le nombre réel serait un peu supérieur.

Nota : la solution riche L_{SR} arrive sur le plateau ② avec une teneur en frigorigène un peu plus grande que le liquide L_2 . C'est une petite cause d'irréversibilité thermodynamique.

Quelques remarques pratiques

1 – Dans la colonne d'épuisement, on a une succession de températures toutes plus élevées que celle, $\theta_{i,SR}$, de la solution pauvre entrante. En descendant le long de la colonne le liquide s'échauffe et cède, par vaporisation du frigorigène : le liquide « s'épuise » en frigorigène.

2 – Dans la colonne de purification, on a une succession de températures toutes plus basses que $\theta_{i,SR}$. En remontant cette colonne on rencontre un liquide de plus en plus froid qui condense d'avantage la substance absorbante : la vapeur « se purifie » en frigorigène.

3 – Plus on accroît Q_{DE} (figure 4), c'est-à-dire le reflux, plus le point P s'éloigne de P_{lim} , plus la droite des pôles, PP' , se redresse et s'éloigne de l'isotherme $\theta_{i,SR}$, plus les écarts thermodynamiques au niveau des plateaux augmentent, plus la colonne se simplifie car le nombre de plateaux nécessaires diminue.

4 – Par contre, plus on accroît Q_{DE} , plus on augmente Q_M , la puissance thermique nécessaire au bouilleur, ce qui diminue le coefficient de performance de la machine.

5 – Si le liquide riche entrant dans la colonne en E n'est pas dans les conditions de saturation correspondant à la pression p , donc au point de bulle $\theta_{i,SR}$, (point L_{SR} de la figure 5) mais à une température inférieure (point $L_{E,1}$ de la figure 5 correspondant à un liquide sous-refroidi), rien n'est fondamentalement changé dans ce qui précède. La construction de la droite $P_1P'_1$, qui passe par $L_{E,1}$ s'effectue de la même manière et est soumise aux mêmes règles. Cela étant, on constate, à pentes égales de $P_1P'_1$ et de PP' :

- qu'il faut accroître l'apport calorifique au bouilleur $Q_{M,1} > Q_M$, ce qui est défavorable ;
- que l'extraction de chaleur au déphlegmateur est plus réduite : $Q_{DE,1} < Q_{DE}$;
- que l'importance relative de la colonne d'épuisement (dont les radiales sont comprises entre P'_1V_1 et la droite des pôles $P_1P'_1$) augmente par rapport à celle de la colonne de purification (dont les radiales s'échelonnent entre $P_1P'_1$ et P_1L_{Re}).

6 – Il est tout à fait important de chercher à réduire les irréversibilités thermodynamiques en s'attachant à minimiser, autant que faire se peut, les écarts de température entre les milieux qui échangent de la chaleur. Ainsi la figure 6 donne le schéma d'un générateur et de sa colonne de rectification élaborés pour appliquer ce principe :

– dans l'échangeur de solution pauvre ESP, lié aux plateaux les plus bas de la colonne d'épuisement CE, la solution pauvre SP commence à se refroidir de 1 à 2 en remontant dans la colonne avant d'entrer dans l'échangeur thermique intersolutions EI où elle se refroidit de 2 à 3. Elle est ensuite introduite dans l'absorbeur par le régulateur de solution, RS. Le liquide qui descend dans cette partie de la colonne est donc préchauffé par ESP avant d'entrer dans le bouilleur BO ;

– à l'autre extrémité, le déphlegmateur DE est précédé de l'échangeur de solution riche ESR lié aux plateaux les plus hauts de la colonne de purification CP. La solution riche et froide y entre en a et s'y échauffe jusqu'en b tandis qu'elle contribue à refroidir la vapeur avant que celle-ci entre dans le déphlegmateur DE. La solution riche SR, préchauffée, entre dans l'échangeur EI pour s'échauffer de b à c avant son entrée dans la colonne de rectification.

Il va de soit qu'on doit optimiser l'ensemble des trois échangeurs ESP, ESR et EI.

7 – On peut également appliquer à l'absorbeur les mêmes principes que l'on vient d'énoncer. Ainsi dans l'absorbeur à ruissellement schématisé dans la figure 7, la solution pauvre s'écoule d'abord sur l'échangeur de solution riche de l'absorbeur ESRA parcouru intérieurement par la solution riche et froide puisée au fond de la soute de l'absorbeur AB et qui remonte vers la pompe de solution PS. En collectant une partie de la chaleur d'absorption du frigorigène, la solution riche s'échauffe de 1 à 2. La solution pauvre qui s'enrichit ruisselle ensuite sur la surface, plus froide, du refroidisseur R parcouru par le fluide de refroidissement, généralement de l'eau (on note le sens d'écoulement du liquide de refroidissement de a contre-courant par rapport à l'écoulement de la solution ruisselante). Ce nouvel échangeur ESRA doit aussi être pris en compte dans l'optimisation globale du circuit des solutions entre l'absorbeur, l'échangeur intersolutions et le générateur dans son ensemble.

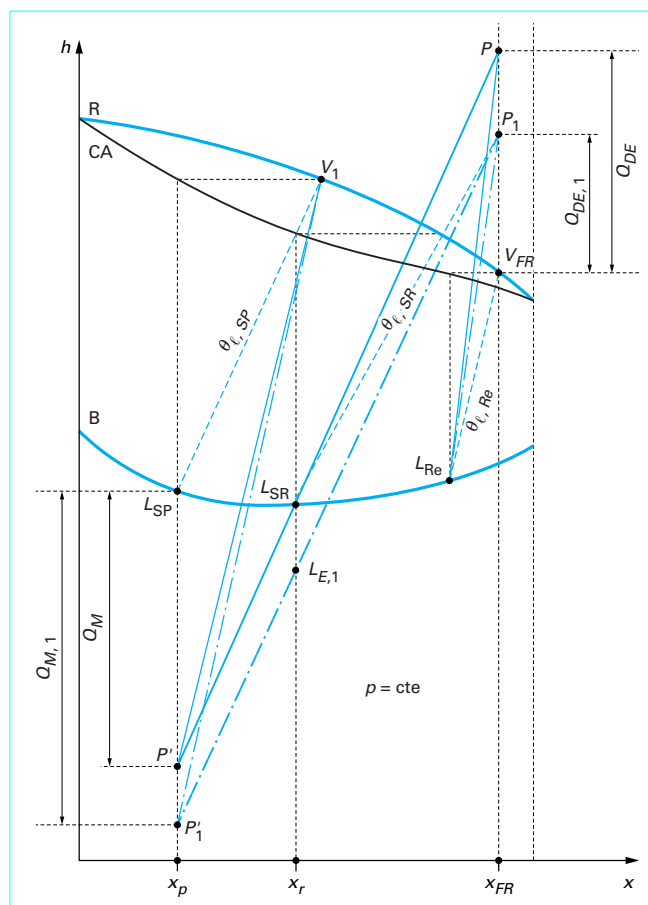


Figure 5 – Méthode de Ponchon-Savarit. Cas particulier

1.3 Calculs thermodynamiques complémentaires

L'épure de la colonne de rectification étant terminée, il est possible, maintenant de déterminer les grandeurs thermodynamiques qui nous manquaient.

1.3.1 Détermination des puissances thermiques Φ_M et Φ_{DE}

■ Détermination de Φ_M

L'épure de la figure 4 permet de mesurer le segment $P'L_{SP}$ qui représente, à l'échelle de cette épure, la quantité de chaleur Q_M (kJ/kg de solution pauvre en circulation) à apporter au bouilleur. Le débit massique de cette solution pauvre étant m_{SP} , d'après la relation (14), on a :

$$\Phi_M = Q_M m_{SP} \quad (\text{kW}) \quad (28)$$

■ Détermination de Φ_{DE}

De la même façon, la quantité de chaleur, Q_{DE} (kJ/kg de frigorigène en circulation) à extraire au déphlegmateur, est déterminée, à

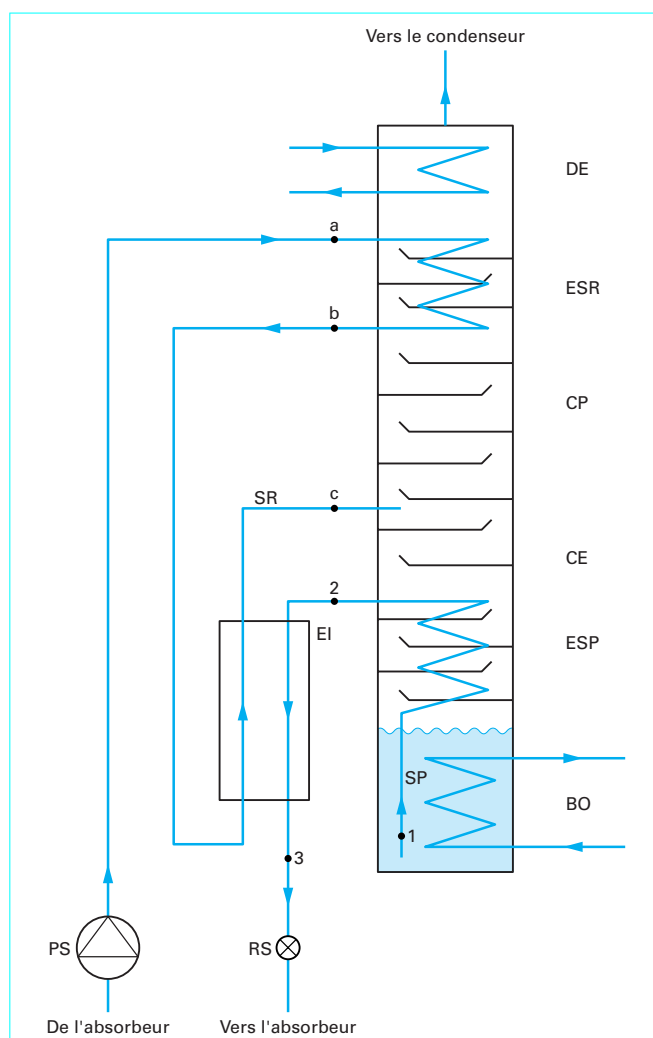


Figure 6 – Schéma d'un générateur et de sa colonne de rectification

l'échelle du diagramme, par le segment $\overline{PV_{FR}}$. Pour le débit \dot{m}_F de frigorigène déduit de la relation (5), on a :

$$\Phi_{DE} = Q_{DE} \dot{m}_F \quad (\text{kW}) \quad (29)$$

On s'assure ensuite que la valeur de $(\Phi_M - \Phi_{DE})$ déduite de ces relations vérifie bien le résultat obtenu par l'équation (26).

1.3.2 Coefficient de performance du système

Le coefficient de performance est :

$$COP = \frac{\text{Effet utile}}{\text{Ce que l'on paie}} = \frac{\Phi_F}{\Phi_M + P_{PS,r}} \quad (30)$$

Notons que la puissance mécanique $P_{PS,r}$ que l'on apporte au système pour le fonctionnement de la pompe est extrêmement faible, souvent pratiquement négligeable, devant la puissance thermique Φ_M fournie au bouilleur.

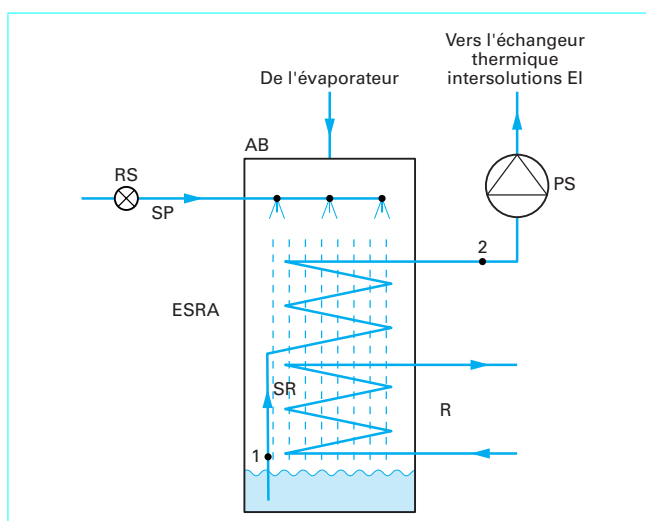


Figure 7 – Schéma d'un absorbeur à ruissellement

1.3.3 Coefficient de performance du système tritherme idéal – Rendement de cycle

Il est très utile de comparer la valeur ainsi trouvée du coefficient de performance à la valeur calculée pour un système tritherme idéal fonctionnant entre les mêmes températures. Celui-ci est, d'après [BE 9 734, équation (1)] (T étant les températures absolues) :

$$COP_{F,(id)}^Q = \frac{T_F}{(T_C - T_F)} \frac{(T_M - T_C)}{T_M}$$

Le rendement de cycle η_c du système réel est donc :

$$\eta_c = \frac{COP}{COP_{F,(id)}^Q} \quad (31)$$

Il caractérise le degré de qualité du système réel.

1.3.4 Autres calculs

■ Calcul des conduites nécessaires

Les divers débits volumiques :

- du frigorigène dans les états liquide et vapeur ;
- des solutions liquides frigorigène + absorbant ;

ayant été déterminés, il suffit de choisir une vitesse convenable pour ces divers fluides afin d'en déduire les diamètres intérieurs des conduites nécessaires.

Exemple : on peut choisir comme vitesse de fluide entre 8 et 15 m/s pour les phases « vapeur » et entre 0,5 et 2 m/s pour les phases « liquides ». Pour le frigorigène liquide, entre les points 3 et 4, il convient d'adopter une vitesse de circulation particulièrement réduite pour éviter la formation de la phase gazeuse, par chute de pression, au sein de ce liquide ordinairement très peu sous-refroidi.

■ Calcul des débits volumiques des fluides de refroidissement du condenseur, de l'absorbeur et du déphlegmateur

On a la forme générale suivante pour le composant i :

$$\Phi_i = \dot{V}_{eau,i} \rho_{eau} c_{eau} (\theta_{s,i} - \theta_{e,i}) \quad (\text{kW}) \quad (32)$$

$$\text{et : } \dot{V}_{eau,i} = \frac{\Phi_i}{\rho_{eau} c_{eau} (\theta_{s,i} - \theta_{e,i})} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (33)$$

■ Calcul du débit de fluide chauffant du bouilleur

S'il s'agit d'un liquide chauffant, son débit est déduit de relations analogues aux dernières. Si le chauffage du bouilleur se fait par condensation de vapeur, le débit de celle-ci est calculé à partir de son enthalpie de condensation L_{VE} :

$$\dot{m}_{VE} = \frac{\Phi_M}{L_{VE}} \quad (\text{kg/s de vapeur}) \quad (34)$$

2. Exemple de calcul numérique pour le couple ammoniac-eau

On se reportera à la figure 1.

2.1 Données

■ Conditions de fonctionnement de l'évaporateur

Il doit refroidir de $\theta_{e,FP} = -5^\circ\text{C}$ à $\theta_{s,FP} = -10^\circ\text{C}$ un débit volumique de $\dot{V}_{FP} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$ d'un liquide frigoporteur constitué par un mélange eau + éthanol dont le point de congélation commençante est de -20°C .

On admet un « pincement » de l'évaporateur de 5 K. La température d'évaporation de l'ammoniac est donc $\theta_F = -15^\circ\text{C}$. À cette température correspond la pression de saturation de l'ammoniac de $p_F = 2,36 \text{ bar}$ [1]. Le détendeur d'alimentation de l'évaporateur en frigorigène DT permet de maintenir à la sortie de l'évaporateur, en 6, une surchauffe de $s = \theta_6 - \theta_F = 4 \text{ K}$. La température du point 6 est donc $\theta_6 = -11^\circ\text{C}$.

■ Puissance frigorifique à produire

Le mélange liquide frigoporteur renferme 29,5 % en masse d'éthanol. Sa masse volumique moyenne (à -8°C) est $\rho_{FP} = 969 \text{ kg/m}^3$ et sa capacité thermique massique sous pression constante est $c_{FP} = 4 167 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ [2]. La puissance frigorifique nette à produire est donc :

$$\Phi_F = \dot{V}_{FP} \rho_{FP} c_{FP} (\theta_{e,FP} - \theta_{s,FP}) \quad (35)$$

$$\Phi_F = \frac{30}{3 600} \times 969 \times \frac{4 167}{1 000} \times 5 = 168,2 \text{ kW}$$

Majorons ce résultat de 5 % pour tenir compte des pertes thermiques du circuit frigorifique soit :

$$\Phi_F = 168,2 \times 1,05 = 176,7$$

disons :

$$\Phi_F = 177 \text{ kW}$$

■ Titre massique en ammoniac du frigorigène

Il devra être égal, au moins, à $x_{FR} = 99,5 \%$

■ Conditions de fonctionnement du condenseur

La température de l'eau disponible est $\theta_{e,CD} = 20^\circ\text{C}$. Admettons un échauffement de l'eau dans le condenseur de $\Delta\theta_{ech,CD} = 5 \text{ K}$. La

température de sortie d'eau est $\theta_{s,CD} = 25^\circ\text{C}$. Fixons-nous un pincement du condenseur de $\Delta\theta_{pin,CD} = 5 \text{ K}$. La température de condensation de l'ammoniac est alors $\theta_C = 30^\circ\text{C}$. À cette température correspond la pression de saturation de l'ammoniac de $p_C = 11,67 \text{ bar}$ [1]. La température du liquide frigorigène sortant, en 3, du condenseur est comprise entre la température de condensation et la température d'entrée d'eau au condenseur. Admettons que le sous-refroidissement du liquide formé soit $sr = (\theta_C - \theta_3) = 4 \text{ K}$. On a alors $\theta_3 = 26^\circ\text{C}$. Cette température étant voisine de la température ambiante, nous admettons que dans la conduite alimentant le détendeur DT la température du frigorigène ne varie pas $\theta_4 = \theta_3 = 26^\circ\text{C}$.

■ Conditions de fonctionnement de l'absorbeur

On utilise la même eau et $\theta_{e,AB} = 20^\circ\text{C}$. Pour améliorer l'absorption, on s'attache à refroidir le plus possible l'absorbeur et on admet donc un échauffement d'eau plus réduit $\Delta\theta_{ech,AB} = 4 \text{ K}$ ainsi qu'un pincement également plus faible $\Delta\theta_{pin,AB} = 4 \text{ K}$. La température de sortie de solution riche de l'absorbeur est alors $\theta_a = 28^\circ\text{C}$. Par ailleurs, compte tenu de la longueur et de l'isolation thermique de la conduite reliant l'évaporateur à l'absorbeur, on estime que la vapeur s'y réchauffe de $\Delta\theta_{ech,v} = (\theta_1 - \theta_6) = 6 \text{ K}$. La température de la vapeur de frigorigène entrant dans l'absorbeur est donc $\theta_1 = -5^\circ\text{C}$. Pour simplifier, on supposera que la chute de pression entre évaporateur et absorbeur est négligeable. Ce dernier est donc sous la pression $p_F = 2,36 \text{ bar}$.

■ Conditions de fonctionnement du bouilleur (générateur)

Il est alimenté en puissance thermique par de la vapeur d'eau sous la pression absolue de 3 bar (température de saturation $\approx 133^\circ\text{C}$) qui provient de la chaufferie de l'usine où les enceintes froides sont installées. On admet que la vapeur de chauffage n'est pas surchauffée et que le sous-refroidissement du condensat peut être négligé. Le pincement de l'échangeur de chauffage du bouilleur est de $\Delta\theta_{pin,BO} = 8 \text{ K}$. La température de sortie de la solution pauvre du bouilleur est alors $\theta_d = 125^\circ\text{C}$. Par ailleurs, la vapeur de frigorigène sortant du déphlegmateur peut être considérée comme étant dans les conditions de saturation. Si nous supposons, là aussi, que la chute de pression entre générateur et condenseur est négligeable, la pression qui règne dans le générateur est $p_C = 11,67 \text{ bar}$ et $\theta_2 = 30^\circ\text{C}$.

■ Évaluation des imperfections de l'absorbeur et du bouilleur (générateur)

Absorbeur : on admettra un écart des températures d'équilibre à l'absorbeur sous la pression $p_F = 2,36 \text{ bar}$ de $\Delta\theta_A = 5 \text{ K}$ (figure 2). Tout se passe donc comme si, à la sortie de l'absorbeur, la température d'équilibre de la solution riche avec l'ammoniac sous la pression p_F était $\theta_{a''} = \theta_a + \Delta\theta_A = 28 + 5 = 33^\circ\text{C}$.

Bouilleur (générateur) : là aussi, on estimera que l'imperfection de désorption de la vapeur hors de la solution chauffée sous la pression du condenseur $p_C = 11,67 \text{ bar}$ se traduit par un écart de température d'équilibre de $\Delta\theta_G = 5 \text{ K}$ (figure 2). Tout se passe comme si la solution sortante, bien qu'à la température réelle de $\theta_d = 125^\circ\text{C}$, n'avait « désorbé » qu'en partie son frigorigène, comme si, idéalement, elle n'avait été portée qu'à $(\theta_d - \Delta\theta_G) = 125 - 5 = 120^\circ\text{C}$.

2.2 Recherche des grandeurs thermodynamiques et tracé des cycles

■ Grandeurs thermodynamiques de l'ammoniac pur du circuit CF

Elles sont données dans le tableau suivant.

Point	Pression (bar)	Température (°C)	Enthalpie massique [1] (kJ/kg)	Volume massique [1] (m³/kg)
1	$p_F = 2,36$	-5	1 691,6	0,532 4
2	$p_C = 11,67$	30	1 709,3	0,110 7
3	$p_C = 11,67$	26	544,0	$1,663 \cdot 10^{-3}$
4	$p_C = 11,67$	26	544,0	$1,663 \cdot 10^{-3}$
5	$p_F = 2,36$	-15	544,0	(liq. + vap.)
6	$p_F = 2,36$	-11	1 677,0	0,517 7

Nota : la valeur conventionnelle de référence de l'enthalpie massique est de 200,0 kJ/kg pour le liquide saturant à - 50 °C.

La détente 4 → 5 est isenthalpique.

■ Titre en ammoniac de la solution riche x_r

Rappelons :

- température d'équilibre : 33 °C
- pression correspondant à l'ammoniac à 30 °C : 2,36 bar
- titre x_r [3] : 0,395

■ Titre en ammoniac de la solution pauvre x_p

Rappelons :

- température d'équilibre : 120 °C
- pression correspondant à l'ammoniac à - 15 °C : 11,67 bar
- titre x_p [3] : 0,240

■ Grandeurs thermodynamiques des solutions ammoniacales du circuit CS

Elles sont données dans le tableau suivant.

Point	Titre massique en ammoniac (kg de NH ₃ /kg de solution)	Température (°C)	Enthalpie massique [3] (kJ/kg de solution)
a	$x_r = 0,395$	28	-104
b	$x_r = 0,395$? (pour le moment) peu différente de θ_a	? (pour le moment)
c	$x_r = 0,395$	≈ 88 (point de bulle sous $p_C = 11,67$ bar)	175
d	$x_p = 0,240$	125	385
e	$x_p = 0,240$? (pour le moment)	? (pour le moment)
f	$x_p = 0,240$? (pour le moment)	? (pour le moment) mais $h_f = h_e$

Attention ! La valeur conventionnelle de référence de l'enthalpie massique utilisée dans ce tableau est différente de celle du tableau de l'ammoniac pur du circuit CF. Elle est ici 0,0 kJ/kg pour le liquide à 0 °C.

2.3 Calculs

■ Débit massique de frigorigène (ammoniac), \dot{m}_F en circulation

Dans l'évaporateur EV, selon la relation (3) comme $w = 0$ (échangeur statique), on a :

$$\Phi_F = \dot{m}_F (h_6 - h_5) = \dot{m}_F (h_6 - h_4) \quad (\text{kW}) \quad (36)$$

d'où :

$$\dot{m}_F = \frac{\Phi_F}{(h_6 - h_4)} = \frac{177}{(1\,677 - 544)} = 0,156 \text{ kg/s} \quad (37)$$

■ Puissance thermique Φ_{CD} échangée au condenseur

Le même débit traverse, en régime permanent, le condenseur. D'après la relation (6), la puissance thermique échangée dans cet organe est alors :

$$\Phi_C = \dot{m}_F (h_2 - h_3) = 0,156 \times (1\,709,3 - 544,0) = 181,8 \text{ kW} \quad (38)$$

■ Débit volumique de frigorigène vapeur (ammoniac), $\dot{V}_{FV,1}$ entrant, en 1, dans l'absorbeur

$$\dot{V}_{FV,1} = \dot{m}_F v_{FV,1} = 0,156 \times 0,532\,4 = 0,083\,1 \text{ m}^3/\text{s} \quad (39)$$

■ Débit volumique de frigorigène vapeur (ammoniac), $\dot{V}_{FV,2}$ sortant, en 2, du générateur

$$\dot{V}_{FV,2} = \dot{m}_F v_{FV,2} = 0,156 \times 0,110\,7 = 0,017\,27 \text{ m}^3/\text{s} \quad (40)$$

■ Débit volumique de liquide frigorigène (ammoniac), $\dot{V}_{FL,4}$ entrant, en 4, dans le détendeur

$$\dot{V}_{FL,4} = \dot{m}_F v_{FL,4} = 0,156 \times 1,663 \cdot 10^{-3} = 0,259\,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (41)$$

■ Taux de circulation et débits des solutions

Taux de circulation de la solution riche : d'après l'équation (10), on a, en prenant pour le frigorigène ammoniac qui circule le titre massique x_{FR} de 0,995 kg de NH₃/kg de solution :

$$\tau_{c,r} = \frac{x_{FR} - x_p}{x_r - x_p} = \frac{0,995 - 0,240}{0,395 - 0,240} = 4,871 \quad (42)$$

kg/s de solution riche par kg/s d'ammoniac

■ Débit massique \dot{m}_{SR} de solution riche :

$$\dot{m}_{SR} = \tau_{c,r} \dot{m}_F = 4,871 \times 0,156 = 0,760 \text{ kg/s de solution riche} \quad (43)$$

Débit volumique $\dot{V}_{SR,a}$ de solution riche sortant de l'absorbeur : d'après la figure 8, la masse volumique de la solution riche à la sortie de l'absorbeur ($x_r = 0,395$ et $\theta_a = 28$ °C) est, à peu près $\rho_{SR,a} = 0,86 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$. Le volume massique en a est donc $v_{SR,a} = 1/\rho_{SR,a} = 1,163 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$. Le débit volumique de solution riche quittant l'absorbeur est donc :

$$\dot{V}_{SR,a} = \dot{m}_{SR} v_{SR,a} = 0,760 \times 1,163 \cdot 10^{-3} = 0,884 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (44)$$

Taux de circulation de la solution pauvre : d'après la relation (13), on a :

$$\tau_{c,p} = \frac{x_{FR} - x_r}{x_r - x_p} = \frac{0,995 - 0,395}{0,395 - 0,240} = 3,871 \text{ kg/s de solution pauvre par kg/s d'ammoniac} \quad (45)$$

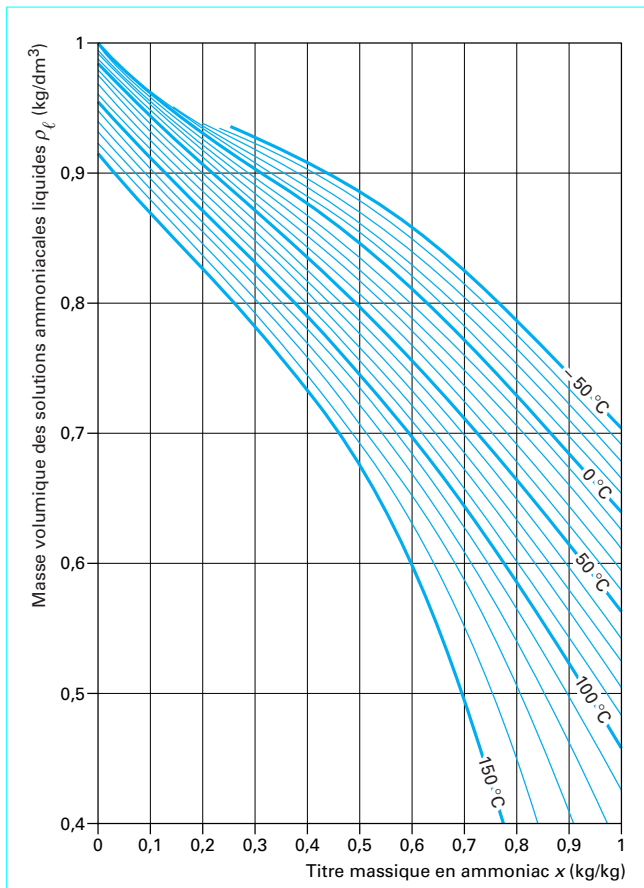


Figure 8 – Diagramme masse volumique – titre massique en ammoniac (source Kältemaschinenregeln)

Débit massique \dot{m}_{SP} de solution pauvre :

$$\dot{m}_{SP} = \tau_{c,p} \dot{m}_F = 3,871 \times 0,156 = 0,604 \text{ kg/s de solution pauvre} \quad (46)$$

Débit volumique $\dot{V}_{SP,d}$ de solution pauvre sortant du bouilleur : d'après la figure 8, la masse volumique de la solution pauvre à la sortie du bouilleur ($x_p = 0,240$ et $\theta_d = 125^\circ\text{C}$) est, à peu près, $0,834 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$. Le volume massique en d est donc $v_{SP,d} = 1,199 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$. Le débit volumique de solution pauvre quittant le bouilleur est donc :

$$\dot{V}_{SP,d} = \dot{m}_{SP} v_{SP,d} = 0,604 \times 1,199 \cdot 10^{-3} = 0,724 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (47)$$

■ Puissance de la pompe PS de solution riche

Cette pompe déplace le débit volumique de solution riche, $\dot{V}_{SR,a}$, de l'absorbeur, où règne la pression $p_F = 2,36 \text{ bar} = 236\,000 \text{ Pa}$, vers le générateur où la pression est $p_C = 11,67 \text{ bar} = 1\,167\,000 \text{ Pa}$. Si son fonctionnement était idéal, la puissance mécanique qu'elle consommerait serait (en négligeant les chutes de pression dues à cette circulation) :

$$P_{PS,i} = \dot{V}_{SR,a} (p_C - p_F) = 0,884 \cdot 10^{-3} \times (1\,167 - 236) \cdot 10^3 = 823 \text{ W} \quad (48)$$

Mais nous devons tenir compte de l'imperfection du groupe motopompe en admettant, pour celui-ci, un rendement énergétique

raisonnable, par exemple $\eta_{MP} = 0,7$. On a alors une puissance réelle de cette pompe :

$$P_{PS,r} = \frac{\dot{V}_{SR,a} (p_C - p_F)}{\eta_{MP}} = \frac{0,884 \cdot 10^{-3} \times (1\,167 - 236) \cdot 10^3}{0,7} = 1\,176 \text{ W} \quad (49)$$

■ Détermination de la température de la solution riche à la sortie de la pompe (point b)

En admettant que les échanges thermiques entre la pompe et son environnement soient négligeables, alors la variation d'enthalpie est, d'après la relation (18) :

$$(h_b - h_a) = w = \frac{P_{PS,r}}{\dot{m}_{SR}} = \frac{1,176}{0,760} = 1,547 \text{ kJ/kg de solution riche} \quad (50)$$

variation d'enthalpie massique très faible. Elle entre dans le domaine d'incertitude de lecture des enthalpies sur le diagramme h - x . D'après la figure 9, la capacité thermique massique de la solution riche dans ces conditions est $c_\ell = 4,47 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$. La variation de température de la solution riche est donc $(\theta_b - \theta_a) = h_b - h_a / c_\ell = 1,547 / 4,47 = 0,35 \text{ K}$. Elle est, autant dire, négligeable. Sur le tracé du cycle des solutions, les points a et b sont pratiquement confondus.

Dans la relation (50), on a utilisé la puissance réelle, ce qui sous-entend que les pertes de la motopompe sont intégralement absorbées par le fluide qui circule. Ce n'est pas exact. En effet, les pertes du moteur électriques se retrouvent dans l'air et non dans la solution en circulation. La valeur trouvée en (50) est donc une valeur par excès dont l'importance est d'ailleurs minime.

■ Puissance thermique échangée dans l'échangeur thermique EI, intersolutions

D'après la relation (20), en admettant que l'échangeur EI soit parfaitement isolé thermiquement de l'extérieur :

$$\Phi_{EI} = \dot{m}_{SR} (h_c - h_b) = 0,760 \times [175 - (-102,5)] = 211 \text{ kW} \quad (51)$$

(l'enthalpie du point b est prise, pour la forme égale à celle du point a = -104 kJ/kg à laquelle on a ajouté 1,5 kJ/kg dû à la pompe).

■ Refroidissement de la solution pauvre dans l'échangeur EI, intersolutions

Les échanges thermiques extérieurs de l'échangeur étant considérés comme nuls, on a, en appliquant les relations (21) et (22) :

$$\Phi_{EI} = \dot{m}_{SP} (h_d - h_e) \quad (52)$$

d'où :

$$h_e = h_d - \frac{\Phi_{EI}}{\dot{m}_{SP}} = 385 - \frac{211}{0,604} = 35,7 \text{ kJ/kg} \quad (53)$$

Le diagramme h - $\lg p$ nous indique que la température de la solution pauvre au point e est de l'ordre de 48 ou 49 °C. L'échangeur EI a donc un écart de température de $(125 - 88) = 37 \text{ K}$ côté chaud et de $(48 - 28) = 20 \text{ K}$ côté froid. Cet échangeur est donc parfaitement réalisable, dans ces conditions.

On voit l'intérêt qu'il y aurait à faire un retour arrière de la solution pauvre quittant le bouilleur pour préchauffer les plateaux d'épuisement de la colonne de rectification (cf. figure 6). L'écart côté chaud pourrait ainsi être diminué, ce qui réduirait l'écart de température côté froid. L'absorbeur pourrait être refroidi à moindre coût.

Appliquons la relation (2) au régleur de solution pauvre RS. Pour ce composant, $w = 0$ (c'est un robinet, parfaitement statique) et $q = 0$

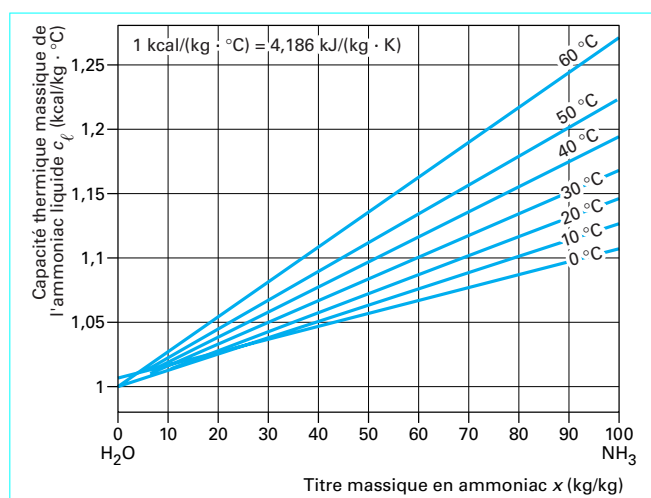


Figure 9 – Diagramme capacité thermique massique – titre massique pour l'ammoniac (source Handbuch der Kältetechnik)

(il n'y a pas d'échange thermique, la surface d'échange thermique offerte étant négligeable). De ce fait, $(h_f - h_e) = 0$, la détente de la solution est isenthalpique et $h_f = h_e$.

■ Bilans énergétiques de l'absorbeur et du générateur

Note liminaire : pour écrire les bilans de l'absorbeur et du générateur, il nous faut prendre en compte les écarts des valeurs de référence, pour les enthalpies, entre la table de l'ammoniac (préférable pour sa précision) et le diagramme h -lg p . Pour l'ammoniac pur, la convention tableau (§ 2.2) : 200 kJ/kg pour l'ammoniac liquide saturant à -50°C , donne, pour l'ammoniac liquide saturant à 0°C la valeur de 423,76, disons 423,8 kJ/kg alors que la référence du diagramme h -lg p est 0 kJ/kg pour l'ammoniac liquide saturant à 0°C . Nous devons tenir compte de cet écart dans les calculs du bilan en diminuant de cette valeur les enthalpies données par le tableau de l'ammoniac. Ainsi, avec les mêmes références d'enthalpie que pour les solutions (références du diagramme h -x), on a :

$$h_1 = 1\,691,6 - 423,8 = 1\,267,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1\,709,3 - 423,8 = 1\,285,5 \text{ kJ/kg}$$

Bilan énergétique de l'absorbeur

$$+\dot{m}_F h_1 - \Phi_{AB} - \dot{m}_{SR} h_a + \dot{m}_{SP} h_f = 0 \quad (54)$$

$$\Phi_{AB} = \dot{m}_F h_1 + \dot{m}_{SP} h_f - \dot{m}_{SR} h_a \quad (55)$$

$$\Phi_{AB} = (0,156 \times 1\,267,8) + (0,604 \times 35,7) - [0,760 \times (-104)] = 298,4 \text{ kW}$$

Bilan énergétique du générateur

$$-\dot{m}_F h_2 + \Phi_M - \Phi_{DE} - \dot{m}_{SP} h_d + \dot{m}_{SR} h_c = 0 \quad (56)$$

$$(\Phi_M - \Phi_{DE}) = \dot{m}_F h_2 + \dot{m}_{SP} h_d - \dot{m}_{SR} h_c \quad (57)$$

$$(\Phi_M - \Phi_{DE}) = (0,156 \times 1\,285,5) + (0,604 \times 385) - (0,760 \times 175) = 300,1 \text{ kW}$$

L'ensemble des calculs des diverses puissances mises en jeu dans les composants du système à absorption considéré est maintenant terminé. Il nous faut vérifier que le premier principe de la thermody-

namique appliqué à cet ensemble, pris comme circuit fermé, est bien vérifié. Pour cela, comparons les puissances reçues de l'extérieur et les puissances cédées à l'extérieur, celles-ci devant être égales :

Puissance reçue de l'extérieur par le composant (kW)		Puissance cédée à l'extérieur par le composant (kW)	
Évaporateur	177,0	Condenseur	181,8
Générateur [total BO(+)]	300,1	Absorbeur	298,4
Pompe	1,2		
Total	478,3	Total	480,2

Le premier principe est donc bien vérifié à $1,9/479 = 0,004$ près et cela malgré l'utilisation d'un diagramme de petite taille.

La figure 10 montre le tracé du cycle suivi dans le diagramme enthalpie concentration h -x.

■ Détermination des puissances thermiques Φ_M et Φ_{DE} – Épure d'étude de la colonne de rectification (figure 11)

Sur le diagramme enthalpie-concentration en ammoniac h -x, on sélectionne les trois isobares qui vont servir à la construction de l'épure et qui correspondent toutes les trois à la pression qui règne dans le générateur de vapeur d'ammoniac et dans le condenseur : $p_C = 11,67$ bar. Celles-ci sont, rappelons-le : la courbe de rosée R, la courbe auxiliaire A et la courbe de bulle B. On porte également sur le diagramme les trois isotitriques spécifiques : celle de la vapeur ammoniacale produite $x_F = 0,995$, celle de la solution liquide riche $x_r = 0,395$ et celle de la solution liquide pauvre $x_p = 0,240$.

L'intersection de l'isotitrique x_r et de la courbe de bulle B donne le point c. La construction classique utilisant la courbe auxiliaire permet de tracer l'isotherme θ_c qui, prolongée jusqu'aux isotitriques x_F et x_p permet de connaître les positions limites des deux pôles P_{lim} pour la purification et P'_{lim} pour l'épuisement. Au point P_{lim} , correspond, selon le diagramme, l'extraction de chaleur minimale égale à $Q_{DE,lim} = 252$ kJ/kg de frigorigène. On sait qu'il faut adopter une valeur plus élevée pour que la droite des pôles ait une pente supérieure à celle de l'isotherme θ_c . On a pris ici, à titre d'exemple, $Q_{DE} = 1,44 \times Q_{DE,lim} = 252 \times 1,44 = 362,9$ kJ/kg de frigorigène. On obtient ainsi le point P et on peut tracer la droite des pôles PP' qui passe par le point c correspondant à la solution riche entrant dans le générateur. La longueur du segment $P'd$ donne la quantité de chaleur Q_M à fournir au bouilleur par unité de masse de solution pauvre quittant ce bouilleur. On trouve ici : $Q_M = 592,6$ kJ/kg de solution pauvre. On peut maintenant calculer les puissances thermiques Φ_M à fournir au bouilleur du générateur et Φ_{DE} à extraire du déphlegmateur :

$$\Phi_M = q_M \dot{m}_{SP} = 592,4 \times 0,604 = 357,8 \text{ kW} \quad (58)$$

et :

$$\Phi_{DE} = Q_{DE} \dot{m}_F = 362,9 \times 0,156 = 56,6 \text{ kW} \quad (59)$$

L'apport énergétique global au générateur de vapeur ammoniacale est donc :

$$\Phi_M - \Phi_{DE} = 357,8 - 56,6 = 301,2 \text{ kW} \quad (60)$$

Cette valeur est bien conforme à celle trouvée plus haut [relation (57), aux inévitables écarts près dus aux lectures sur le diagramme.

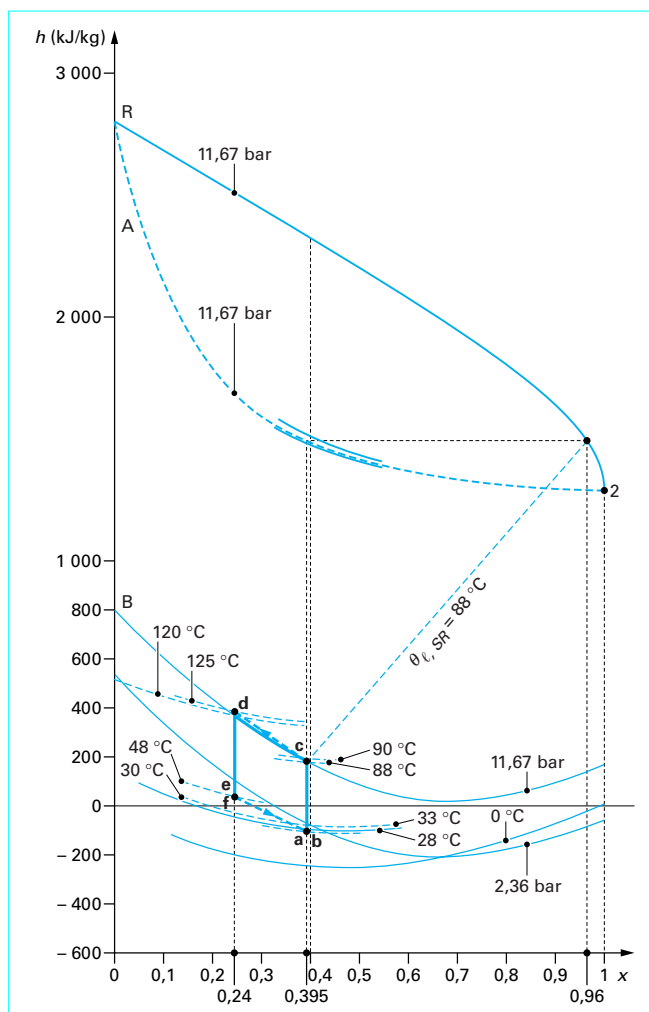


Figure 10 – Cycle des solutions dans le diagramme enthalpie-concentration du couple ammoniac-eau

Ces résultats étant obtenus, on effectue l'épure de détermination de la colonne de rectification en suivant les indications données au paragraphe 1.2. On obtient ainsi l'épure représentée figure 11. La colonne de rectification est des plus simples puisqu'elle comporte 3 plateaux (théoriques), un dans la partie « épuisement », donc au-dessous de l'arrivée de solution riche, le plateau ①, et deux dans la partie « purification », donc au-dessus de cette arrivée, les plateaux ② et ③.

■ Coefficient de performance frigorifique de ce système

Le coefficient de performance est :

$$COP = \frac{\text{Effet utile}}{\text{Ce que l'on paie}} = \frac{\Phi_F}{\Phi_M + P_{SR,r}} = \frac{177}{357,8 + 1,2} = 0,493 \quad (61)$$

Notons au passage que l'énergie mécanique que l'on apporte au système pour le fonctionnement de la pompe est extrêmement faible, pratiquement négligeable devant l'apport thermique au bouilleur.

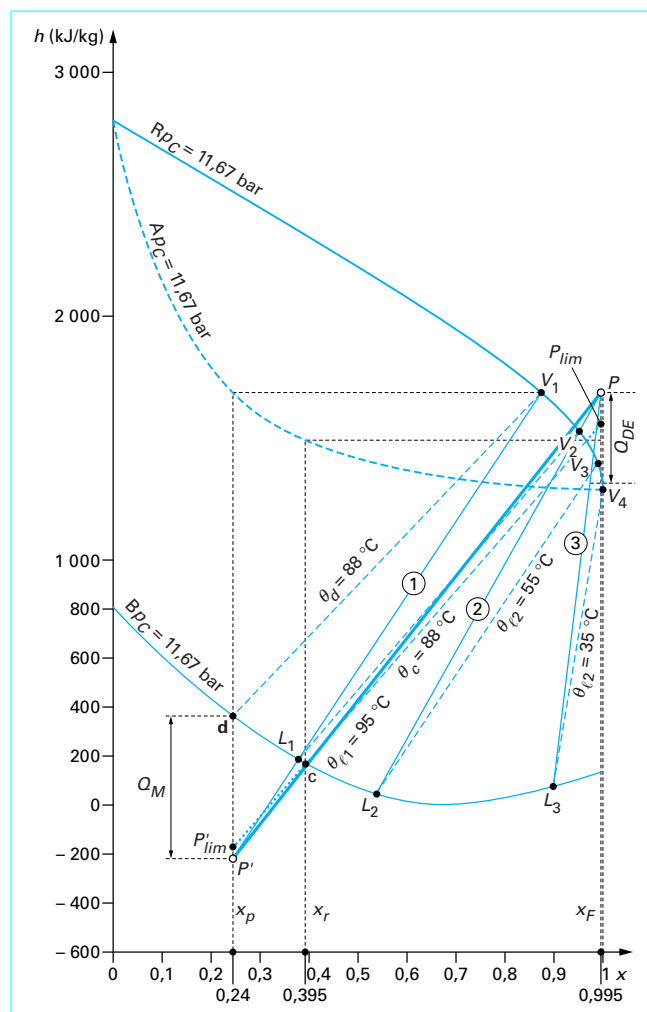


Figure 11 – Application de la méthode de Ponchon-Savarit au couple ammoniac-eau

■ Coefficient de performance frigorifique du système tritherme idéal – Rendement de cycle

$$\text{On a : } \begin{aligned} \theta_F &= -15^\circ\text{C} & T_F &= 258,15\text{ K} \\ \theta_C &= 30^\circ\text{C} & T_C &= 303,15\text{ K} \\ \theta_M &= 125^\circ\text{C} & T_M &= 398,15\text{ K} \end{aligned}$$

Pour un système tritherme idéal, on applique [BE 9 734, relation (1)] :

$$COP_{F,(id)}^Q = \frac{T_F}{(T_C - T_F)} \frac{(T_M - T_C)}{T_M} \quad (62)$$

$$COP_{F,(id)}^Q = \frac{258,15}{(303,15 - 258,15)} \frac{(398,15 - 303,15)}{398,15} = 1,37$$

Le rendement de cycle η_c de notre système :

$$\eta_c = \frac{COP}{COP_{F,(id)}^Q} = \frac{0,493}{1,37} = 0,36 \quad (63)$$

Valeur assez médiocre, convenons-en. Une recherche d'optimisation s'impose.

■ Dimensionnement des principales conduites de la machine

Le tableau ci-après donne les diamètres des diverses conduites déterminés à partir des débits volumiques calculés plus haut et des vitesses choisies :

Conduites	Vitesse admise (m/s)	Débit volumique (m ³ /s)	Diamètre intérieur (cm)
de frigorigène ammoniac			
Entrée de vapeur dans l'absorbeur (point 1)	10	0,083 1	10,3
Entrée de vapeur dans le condenseur (point 2)	12	0,017 27	4,3
Conduite de liquide (entre les points 3 et 4)	0,5	$0,259 4 \cdot 10^{-3}$	2,6
de solutions ammoniacales :			
Solution riche sortant de l'absorbeur (point a)	1,0	$0,884 \cdot 10^{-3}$	3,4
Solution pauvre sortant du bouilleur (point d)	1,0	$0,724 \cdot 10^{-3}$	3,0

On choisirait les tubes acier, étirés sans soudure, dont les diamètres sont les plus proches des valeurs calculées.

■ Débits d'eau de refroidissement du condenseur, de l'absorbeur et du déphlegmateur

La capacité calorifique massique de l'eau étant $c_{eau} = 4,18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ et sa masse volumique $\rho_{eau} = 1\,000 \text{ kg/m}^3$, on a les débits volumiques suivants :

Pour le condenseur :

$$\Phi_C = \dot{V}_{eau, CD} \rho_{eau} c_{eau} (\theta_{s, CD} - \theta_{e, CD}) \quad (64)$$

$$\dot{V}_{eau, CD} = \frac{\Phi_C}{\rho_{eau} c_{eau} (\theta_{s, CD} - \theta_{e, CD})} = \frac{181,8}{1\,000 \times 4,18 \times 5} = 0,008\,70 \text{ m}^3/\text{s} \text{ ou } 31,3 \text{ m}^3/\text{h}. \quad (65)$$

Pour l'absorbeur :

$$\Phi_{AB} = \dot{V}_{eau, AB} \rho_{eau} c_{eau} (\theta_{s, AB} - \theta_{e, AB}) \quad (66)$$

$$\dot{V}_{eau, AB} = \frac{\Phi_{AB}}{\rho_{eau} c_{eau} (\theta_{s, AB} - \theta_{e, AB})} = \frac{298,4}{1\,000 \times 4,18 \times 4} = 0,017\,85 \text{ m}^3/\text{s} \text{ soit } 64,25 \text{ m}^3/\text{h}. \quad (67)$$

Pour le déphlegmateur : admettons qu'à l'instar du condenseur le réchauffement de l'eau soit de 5 K. On a alors :

$$\Phi_{DE} = \dot{V}_{eau, DE} \rho_{eau} c_{eau} (\theta_{s, DE} - \theta_{e, DE}) \quad (68)$$

$$\dot{V}_{eau, DE} = \frac{\Phi_{DE}}{\rho_{eau} c_{eau} (\theta_{s, DE} - \theta_{e, DE})} = \frac{56,6}{1\,000 \times 4,18 \times 5} = 0,002\,708 \text{ m}^3/\text{s} \text{ soit } 9,75 \text{ m}^3/\text{h}. \quad (69)$$

■ Débit du fluide de chauffage du bouilleur (vapeur d'eau)

L'enthalpie de condensation de la vapeur d'eau sous 3 bar ($\approx 133^\circ\text{C}$) est $L_{VE} = 2\,163,7 \text{ kJ/kg}$ [4]. Pour fournir les 357,8 kW de chauffage du bouilleur, il faut consommer un débit de vapeur d'eau de :

$$\dot{m}_{VE} = \frac{\Phi_M}{L_{VE}} = \frac{357,8}{2\,163,7} = 0,165 \text{ kg/s de vapeur} \\ \text{soit } 595 \text{ kg/h de vapeur.}$$

Remarque finale

La nécessité d'épurer la vapeur ammoniacale pour lui extraire la presque totalité de l'eau qu'elle contient impose une colonne de rectification. La production du liquide de reflux de cette colonne, par le déphlegmateur ou le condenseur dont on détourne une partie du condensat, grève le budget énergétique de la machine de près de 60 kW (soit environ 16 % de la consommation d'énergie thermique). C'est évidemment un inconvénient du couple ammoniac-eau.

Malgré l'épuration, un peu d'eau circule dans le circuit frigorifique ($0,005 \times 0,156 = 7,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$ ou 2,81 kg/h. On doit assurer le retour de cette eau vers l'absorbeur.

Enfin, à titre comparatif, précisons qu'une machine à compression monoétagée, de même puissance frigorifique, 177 kW, avec un rendement de cycle de 0,5 et des conditions identiques à l'évaporateur et au condenseur, consommerait une puissance mécanique d'environ 62 kW et céderait au milieu extérieur la puissance thermique de $177 + 62 = 239 \text{ kW}$ alors que notre système à absorption en cède $(181,8 + 298,4 + 56,6) = 536,8 \text{ kW}$ soit un peu plus du double.

Références bibliographiques

- [1] *Propriétés thermodynamiques et physiques de l'ammoniac* R 717. Institut International du Froid, 31 p + diagramme h -lgp 1981.
- [2] MELINDER (A.). – *Propriétés thermophysiques des frigoporteurs liquides*. Institut International du Froid, 122 p. 1997.
- [3] *Propriétés thermodynamiques et physiques $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$* . Institut International du Froid, 88 p. 1994.
- [4] HAAR (L.), GALLAGHER (J.S.) et KELL (G.S.). – *Steam Tables de NBS/NRC*. Ed. Hemisphere Publishing Corporation (US), 320 p. 1984.